

特開平8-100662

(43)公開日 平成8年(1996)4月16日

(51) Int. Cl. 6
 F02B 29/08
 F01L 1/34
 7/02

識別記号

F I

G
C
C

審査請求 未請求 請求項の数4 FD (全7頁)

(21)出願番号

特願平6-262094

(22)出願日

平成6年(1994)9月30日

(71)出願人 000142724

株式会社兼坂技術研究所
神奈川県川崎市川崎区渡田向町8番2号

(72)発明者 兼坂 弘

川崎市川崎区渡田向町8番2号

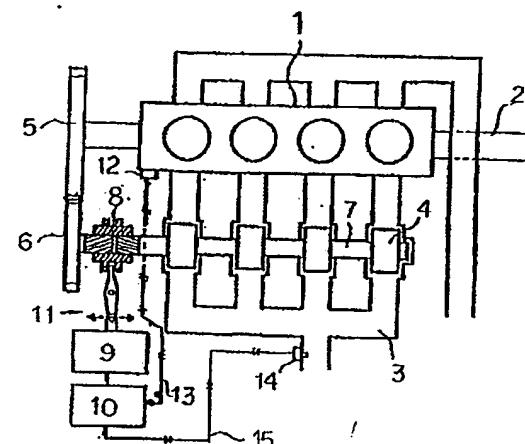
(74)代理人 弁理士 推原 英一

(54)【発明の名称】ミラーサイクルエンジン

(57)【要約】 (修正有)

【目的】吸気絞り損失を極力減少させて圧縮行程下死点における給気の温度上昇を抑え、圧縮上死点温度を低下させて燃焼温度を低くし、オットーサイクルエンジンではノッキングを抑制し、且つ高出力化、高熱効率化を実現し、ディーゼルエンジンではNO_xの発生を防止し、且つ熱負荷及び機械的負荷の低減を可能とするミラーサイクルエンジンを提供する。

【構成】吸、排気弁を備えたエンジン1の吸気通路3に、エンジンの運転状態に応じて閉時期を吸気行程の下死点前後に設定し得るロータリバルブ4を備え、吸気弁17の閉時期を吸気行程下死点後60°乃至110°間に設定したミラーサイクルエンジンであり、ポンピングロスを実質的にゼロに近付けてエンジンの圧縮温度を低下させ、オットーサイクルエンジンでは高膨張比でもノッキングの発生を抑制し、ディーゼルエンジンでは圧縮圧力を低下させて圧縮温度を下げ、燃焼温度を低下してNO_xの発生を減少させ、低速時、高速時のいずれにおいても高体積効率を維持し、高出力となるミラーサイクルエンジンを提供できる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 吸、排気弁を備えたエンジンの吸気通路に、エンジンの運転状態に応じて閉時期を吸気行程の下死点前後に設定し得るロータリバルブを備えると共に、前記吸気弁の閉時期を吸気行程下死点後60°乃至110°間に設定したことを特徴とするミラーサイクルエンジン。

【請求項2】 前記エンジンの運転状態を負荷として捉えることを特徴とする請求項1記載のミラーサイクルエンジン。

【請求項3】 前記エンジンをオットーサイクルエンジンとし、且つエンジンの運転状態をノッキング発生として捉えることを特徴とする請求項1記載のミラーサイクルエンジン。

【請求項4】 前記エンジンをディーゼルエンジンとし、且つエンジンの運転状態を許容最高圧力を越えぬ所定圧力として捉えることを特徴とする請求項1記載のミラーサイクルエンジン。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明はミラーサイクルエンジン、特に吸気弁、ロータリバルブによる吸気絞り損失を極力減少させて絞り損失による圧縮行程下死点における給気の温度上昇を抑え、圧縮上死点温度を低下させることによって燃焼温度を低くし、オットーサイクルエンジンではノッキングを抑制するとともに、高出力化、高熱効率化を実現し、ディーゼルエンジンではNO_xの発生を防止し、且つ熱負荷及び機械的負荷の低減を可能とするミラーサイクルエンジンに関するものである。

【0002】

【従来の技術】 いわゆるミラーサイクルエンジンは、実質的な圧縮比を低下させるために有効であるが、その方式には吸気通路を吸気行程下死点前に閉じる「早閉じ」方式と、そのため吸気行程下死点後に閉じる「遅閉じ」方式とがある。前記「早閉じ」方式には、吸気弁そのものを「早閉じ」するものと、吸気弁の閉時期は通常の如く吸気行程下死点後40°乃至60°にて閉じ、吸気通路に設けたロータリバルブによって吸気通路を吸気行程下死点前0°乃至90°にて閉じるものがある。また、前記「遅閉じ」方式では、吸気弁のみを吸気行程下死点後60°乃至110°にて閉じることにより行なわれている。

【0003】 まず、吸気弁による早閉じ方式について述べると、吸気弁はその弁加速度を許容限界内に保つ必要があり、クランク軸の回転とともに比較的緩やかに開弁または閉弁しなければならず、従って閉弁前には吸気弁の揚程は小さく、吸気路面積が狭くなつたままで吸気行程が行なわれることになり、吸気弁は吸気の流れを絞ることになる。即ち図4の点bにおいて吸気弁が閉じれば、図5の点bからシリンダ内空気が断熱膨脹しつつ点

cの下死点に到り、ここから圧縮行程に入るが点dの圧縮行程上死点には到らず、前記絞りによって実際は図5の点線に示すごとく、点a-c-bで囲まれた面積分だけの絞り損失を発生し、該損失分だけエンジンの熱効率を低下させるばかりでなく、前記絞り損失のエネルギーは点cにおける空気温度の上昇をもたらし、更にこれに引続く圧縮行程上死点(図5の点d)の空気温度を高めることとなるから、オットーサイクルエンジンにおけるノッキング発生に対する抑制方法としては充分でない。図

10 5の点bから断熱膨脹させるには、図4の点a、bを結ぶ2点鎖線のごとく、吸気弁を時間ゼロで閉弁しなければならず、理想的だが現実的ではない。また、弁揚程曲線、即ち開弁面積は図4の細実線のごとく変化するが、開弁面積×時間(クランク軸回転角度)は、開弁時期を早めるほど減少し、エンジン回転速度の増加とともに、絞り損失も図5の一点鎖線点を含むa-f-gで囲まれた面積yの分だけ更に増大する。これにより高速時のエンジン性能を低下させるとともに、図5の点fで示される圧縮行程始めの温度や圧縮上死点温度を高め、ミラーサイクル効果を減少させるだけでなく、ときにその欠点を助長することすらあり、ミラーサイクルエンジンの普及を妨げていた。また、これをディーゼルエンジンに応用した場合、圧縮温度の上昇は燃焼温度の上昇となり、NO_xの発生量を増加するのみか、エンジン各部の温度を上昇させ、熱応力増大の原因となり、これがミラーサイクルエンジンの普及を妨げていた。

【0004】 またロータリバルブを使用した早閉じ方式においては、後記し且つ図2に示すごとく、吸気通路3における吸気弁17とロータリバルブ4との間にムダ容

30 積V₂が必然的に存在し、図6の点bにおいてロータリバルブ4を早閉じたとき、点bからの吸気行程においては、シリンダ18内容積V₁と前記ムダ容積V₂とが、図6の実線b-cに示すように同時に断熱膨張し、吸気行程下死点cにおいて吸気弁17が閉じて圧縮行程に入ったときには、シリンダ18内容積V₁のみを圧縮して実線c-e-dを辿って圧縮行程が進むこととなり、点b-c-eで囲まれる面積はムダ仕事となる。更に、吸気弁17による早閉じ方式と同様に絞り損失も発生し、点a-c-eに囲まれた面積分だけ損失となる。そしてこの絞り損失は、エンジン速度の増加と共に図6の一点鎖線を含むa-f-bのごとく増加して、前記のごとくエンジンの熱効率を低下せしめ、また吸気弁による早閉じ方式と同様に図6の点dまたはhにて示されるエンジンの圧縮温度を高めてノッキングへの抑制力を減少させ、結果的にエンジンの高速性能を著しく低下せしめているのが現状である。また、ディーゼルエンジンの場合、前述の理由によってNO_x発生の抑制力を減少させている。

【0005】 一方、吸気弁による遅閉じ方式は、図4の太実線に示すように、吸気行程下死点後約70°まで吸

気弁が開弁しているので、図7に示す如く吸気行程下死点まで吸気が行なわれ、図7の点bより圧縮行程が開始されるが、開いている吸気弁17より一旦シリンダ18内に吸入された空気がシリンダ18内で加熱されて再び吸気通路3内に押し戻される結果、吸気通路3内に再排出された空気の温度を上昇させるばかりか、このとき前述の理由によって生ずる絞り損失が熱に変化して吸気通路3内に押し戻された空気の温度を更に上昇させる。従って、この高温度の空気が次の吸気行程においてシリンダ18内に吸入され、圧縮上死点の温度を必然的に上昇せしめ、圧縮上死点の温度を下げる目的の1つとするミラーサイクルエンジンの意に反する結果となっていた。また、エンジンの高速運転時には、図7の一点鎖線に示すように、吸気行程下死点において慣性過給による圧力の増加があり、さらにそれに引き続く圧縮行程において開弁している吸気弁17を経由して吸気通路3側へ戻る空気の流出抵抗が増大し、図7の一点鎖線b-eに示すようにシリンダ内圧力は増加する。このように、高速運転においては圧縮圧力が増大する結果、実質上点bから2点鎖線を辿って点b-e-fと変化する圧縮行程が行なわれることになり、ミラーサイクルによって図7の点cから圧縮を開始し、実線のように点dまで変化させて圧縮圧力及び圧縮温度を下げるという本来の目的から甚だしく逸脱してしまっているのが現状である。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】本発明は上記の如き従来のミラーサイクルエンジンのもつていた欠点を改善することを課題として案出されたもので、従来のミラーサイクルエンジンにおいて発生していた前記ポンピングロスを実質的にゼロに近付け、これによってエンジンの圧縮温度を低下せしめ、オットーサイクルエンジンにあっては高膨張比においてもノッキングの発生を抑制し、ディーゼルエンジンにあっては圧縮圧力を低下させて圧縮温度を下げ、これによって燃焼温度を低下してNO_xの発生を減少させるとともに、低速時、高速時のいずれにおいても高体積効率を維持し、高出力となし得るミラーサイクルエンジンを提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】前記目的を達成するための本発明ミラーサイクルエンジンは、吸、排気弁を備えたエンジンの吸気通路に、エンジンの運転状態に応じて、即ちオットーサイクルエンジンにおける高負荷時においてはノッキングに応じて、またその他の負荷時においては負荷に応じて、更にディーゼルエンジンにおいては過給機よりの給気圧力に応じて閉時期を吸気行程の下死点前後に設定し得るロータリバルブを備えると共に、前記吸気弁の閉時期を吸気行程下死点後60°乃至110°間に設定したことを特徴とする。

【0008】

【作用】上記構成による本発明ミラーサイクルエンジ

ンにおいては、例えば「早閉じのロータリバルブ」と「遅閉じの吸気弁」とすることによって、ロータリバルブは吸気行程において図8の点cにおいて閉じるが、引続く吸気行程において吸気弁は開いているから前記シリンダ内容積V₁と前記ムダ容積V₂の合計した容積が膨張し、下死点における圧力は点fより高い点bとなり、ここから圧縮行程となる。圧縮行程に入っても、なお遅閉じの吸気弁は開弁しているから、前記容積V₁+V₂を圧縮しつづけ低い圧縮比で点eに向けて圧力を高める

10 が、点cにおいて吸気弁は閉じ、これ以降は前記シリンダ内容積V₁のみを圧縮することになり、点cから点dにて圧縮行程を完了する。この点dにて示される圧縮上死点圧力は、従来公知のロータリバルブ早閉じ形における圧縮上死点圧力と同一であるが、ロータリバルブのみの早閉じ方式では、ロータリバルブの閉じ時期は点cではなく点gで閉じて前記容積V₁+V₂が膨張することになり、点gより点線を辿って点fまで膨張する。点fからは前記容積V₁のみが圧縮され、点cを経て点dにまで圧縮されることになり、この場合の開弁の有効面積は20 図8の右下がりの斜線を施した部分によって表される。一方、本発明の方式では、前述の如く点cでロータリバルブを閉じることとなり、図8の上の横線を付された部分のように有効面積は増大する。したがって、ロータリバルブ4にて発生する絞り損失が減少するのみでなく、このとき発生するポンピングロスは図8の下の点a-b-cで囲まれた面積で表され、これは明らかに従来の点a-f-gで囲まれた面積のポンピングロスより小さく、ポンピングロスによる下死点の点bの温度は点fの温度より低く、圧縮上死点温度、即ち点dの温度を低下30 させる。

【0009】

【実施例】図1は本発明実施例の全体構成図で、本発明エンジン1はクランク軸2によりトランスマッision等(図示せず)を介して負荷(これも図示せず)を駆動するが、該エンジン1の吸気通路3の途中にはロータリバルブ4が介装されており、該ロータリバルブ4はクランクギヤ5、タイミングギヤ6により回転軸7を介して駆動されるよう構成すると共に、前記回転軸7に介装された調整駆機構8、アクチュエータ9及びコントローラ10からなるバルブ開閉時期調整装置11によって開閉のタイミングの調整がなされるようになっている。なお、12はオットーサイクルエンジンとして用いられるエンジン1に設けたノックセンサで、ノッキングを検知してこれを信号線13で前記コントローラ10を経てアクチュエータ9に伝達するものである。また、14は圧力センサで、給気圧力を検知してその信号は信号線15で前記コントローラ10を経てアクチュエータ9に伝達される。

【0010】前記ロータリバルブ4は図2に示すよう50 に、エンジン1の吸気通路3の途中に形成したバルブ体

16内にて、前記回転軸7と一体的に回転自在に支持されている。7aはロータリバルブ4を回転軸7に固定するためのピンである。なお、ロータリバルブ4の弁開閉期間は約90°づつに設定されている。ここで、回転軸7は前記クランクギヤ5及びタイミングギヤ6によりクランク軸回転の1/2の速度で駆動されるように構成しており、したがってロータリバルブ4の開弁期間は、吸気弁17と同様クランク軸の回転角度で約180°となっている。なお、18はエンジン1のシリンダを示す。前記バルブ開閉時期調整装置11は、図3に示すように前記回転軸7を構成する一方のシャフト19の端部には右ねじスライド19aが形成され、また他方のシャフト20の端部には前記右ねじスライド19aに対向して左ねじスライド20aが形成され、上記両スライド19a、20aにまたがって調整駒8の内面に形成した突起8aが係合されている。そして、調整駒8の外面には凹部8bが形成され、該凹部8bに先端を嵌合した調整レバー21を左右に動かすことにより、シャフト19に対してシャフト20が角変位してロータリバルブ4の開閉時期を変化させることができる。

【0011】上記構成の本発明ミラーサイクルエンジンの作用を、従来のものと比較しながら図8、9により説明する。先ず、通常の吸気弁早閉じ方式のミラーサイクルエンジンでは、吸気行程上死点の点aより吸気を開始し、点cにおいて吸気弁を閉じると、シリンダ内容積V₁のみが断熱膨張し、点fにおいて吸気行程下死点となる。引き続き点fより圧縮行程となり、断熱圧縮しつつ点cで再び吸気状態の圧力及び温度となり、更に圧縮行程が進んで点dにて圧縮行程上死点となる。このときの有効開弁面積は図8上の左下がりの斜線を施した部分の面積となり、この小さな面積により発生するポンピングロスは、図8の下の点a-f-cで囲まれた面積によって表されるが、このロスによって点fの温度上昇を生ずるのである。一方、ロータリバルブを用いた早閉じ方式のミラーサイクルエンジンでは、吸気行程上死点の点aより吸気を開始し、点gにおいてロータリバルブを閉じると、前記容積V₁及びV₂がともに断熱膨張しながら吸気行程が進行し、点fの下死点において吸気弁は閉じ、点fからの圧縮行程においてはシリンダ内容積V₁のみが圧縮され、点cで吸気圧力となり、点dで圧縮行程上死点となる。上記吸気行程におけるシリンダ内圧力変化は、前述した如くロータリバルブと吸気弁によって形成される有効面積が図8の上の右下がりの斜線部により表される面積であるから、ロータリバルブによって発生する絞りのため、図8の下の点a-f-gによって囲まれた面積分のポンピングロスを発生し、-エンジンの熱効率を低下させるのみか、これが熱に変わって点fの温度を点cからの断熱膨張に比して上昇せしめ、これにより圧縮行程上死点温度をも高め、オットーサイクルエンジンではノッキングの発生となり、またディーゼルエンジン

では燃焼温度を高めてNO_x発生量の増加をもたらしているのである。

【0012】これに対し本発明ミラーサイクルエンジンでは、前記構成により、例えば「早閉じのロータリバルブ」と「遅閉じの吸気弁」とすることによって、ロータリバルブ4は吸気行程において図8の点cにおいて閉じるが、引続き吸気行程において吸気弁17は開いているから前記シリンダ18内容積V₁と前記ムダ容積V₂の合計した容積が膨張し、下死点における圧力は点fより高い点bとなり、ここから圧縮行程となる。圧縮行程に入つても、なお遅閉じの吸気弁17は開弁しているから、前記容積V₁+V₂を圧縮しつづけ低い圧縮比で点eに向けて圧力を高めるが、点cにおいて吸気弁17は閉じ、これ以降は前記シリンダ18内容積V₁のみを圧縮することになり、点cから点dにて圧縮行程を完了する。この点dにて示される圧縮上死点圧力は、従来公知のロータリバルブ早閉じ形における圧縮上死点圧力と同一であるが、ロータリバルブ4の閉じ時期が図8の点gから点cとなり、図8の上の横線を付された部分のように有効面積は増大する。したがって、ロータリバルブ4にて発生する絞り損失が減少するのみでなく、このとき発生するポンピングロスは図8の下の点a-f-cで囲まれた面積で表され、これは明らかに従来のものより小さく、ポンピングロスによる下死点の点bの温度は点fの温度より低く、圧縮上死点温度、即ち点dの温度を低下させているのである。なお、図8において一点鎖線b-iは、下死点bよりシリンダ内空気v₁のみを圧縮したときの圧力変化状態を示し、点hで吸気圧力と同じになることを表していて、線c-hで示される容積は前記ムダ容積V₂側に再排出されるが、遅閉じの場合の線c-j間の量に比して少なく、熱いシリンダ18内から吸気側への再排出による吸気通路3内空気の温度の上昇は小さい。また、吸気弁17が遅閉じであっても、ロータリバルブ4が早閉じであれば、高速時に問題となる慣性過給の発生もない。したがって、従来公知の早閉じ又は遅閉じのミラーサイクルエンジンに比し、絞り損失、ポンピングロスとも少なくして圧縮温度を下げ、ノッキングを防止し、NO_xの発生を抑制し得るのである。

【0013】図9は、ロータリバルブ4の閉時期と吸気弁17の閉時期とが一致しない場合を図示したもので、図9の上は、吸気弁17の閉時期が例えば下死点後70°であるのに対し、ロータリバルブ4の閉時期が例えば下死点前30°の場合を示すが、点aより吸気を開始して点cにてロータリバルブ4を閉じ、点bの下死点より圧縮行程に入つて点dにて吸気弁17を閉じても、図9上の1点鎖線に示すように、例えばロータリバルブ4を下死点前90°の点hで閉じることによって、ポンピングロスは従来公知のミラーサイクルエンジンと比較して図9の上では点a-f-cで囲まれた面積となり、公知の1点鎖線の点a-f-gで囲まれた面積より小さいこ

とが明らかである。同様に図9の下に示した如き、吸気弁17の閉じ時期が下死点後90°であるのに対しロータリバルブ4の閉じ時期が下死点前120°の場合でも、点a' - b' - d' - c'で囲まれた面積の方が点a' - f' - g'で囲まれた面積より小さいことも明白であり、いずれの場合もポンピングロスを小さくし、ミラーサイクルエンジンの性能を高めている。

【0014】

【発明の効果】本発明ミラーサイクルエンジンは、吸、排気弁を備えたエンジンの吸気通路に、エンジンの運転状態に応じて閉時期を吸気行程の下死点前後に設定し得るロータリバルブを備えると共に、前記吸気弁の閉時期を吸気行程下死点後60°乃至110°間に設定したことを特徴とするので、従来のミラーサイクルエンジンにおいて発生していた前記ポンピングロスを実質的にゼロに近付け、これによってエンジンの圧縮温度を低下せしめ、オットーサイクルエンジンにあっては高膨張比においてもノッキングの発生を抑制し、ディーゼルエンジンにあっては圧縮圧力を低下させて圧縮温度を下げ、これによって燃焼温度を低下してNO_xの発生を減少させるとともに、低速時、高速時のいずれにおいても高体積効率を維持し、高出力となし得るミラーサイクルエンジンを提供することができる効果がある。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明ミラーサイクルエンジンの全体構成図。

【図2】図1の要部詳細断面図。

【図3】本発明ミラーサイクルエンジンにおけるロータリバルブの開閉時期調整装置の断面図。

【図4】従来のミラーサイクルエンジンにおける吸気弁及びロータリバルブによる閉じ時期の制御方式をクラシク軸回転角度と弁揚程即ち有効弁面積との関係で表した図

【図5】吸気弁の早閉じ方式により制御される従来のミラーサイクルエンジンにおける行程容積-シリンダ内圧

力曲線図。

【図6】ロータリバルブの早閉じ方式により制御される従来のミラーサイクルエンジンにおける行程容積-シリンダ内圧力曲線図。

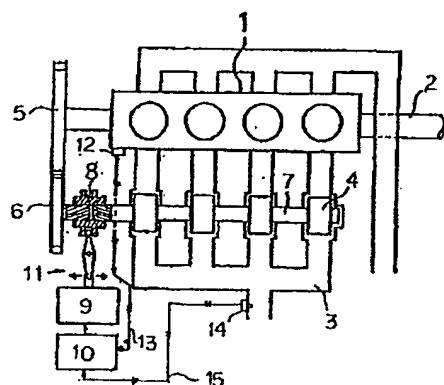
【図7】吸気弁の遅閉じ方式により制御される従来のミラーサイクルエンジンにおける行程容積-シリンダ内圧力曲線図。

【図8】本発明ミラーサイクルエンジンにおける吸気弁及びロータリバルブによる閉じ時期の制御方式を、従来方式と比較しつつクラシク軸回転角度と弁揚程即ち有効弁面積との関係で表した図及び本発明ミラーサイクルエンジンにおける行程容積-シリンダ内圧力曲線図。

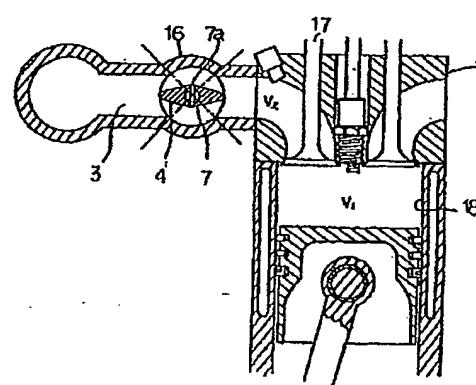
【図9】本発明ミラーサイクルエンジンの他の例における行程容積-シリンダ内圧力曲線図。

- 1 ; エンジン
- 2 ; クランク軸
- 3 ; 吸気通路
- 4 ; ロータリバルブ
- 5 ; クランクギヤ
- 6 ; タイミングギヤ
- 7 ; 回転軸
- 8 ; 調整駆動機構
- 9 ; アクチュエータ
- 10 ; コントローラ
- 11 ; バルブ開閉時期調整装置
- 12 ; ノックセンサ
- 13、15 ; 信号線
- 14 ; 圧力センサ
- 16 ; バルブ体
- 17 ; 吸気弁
- 18 ; シリンダ
- 19、20 ; シャフト
- 21 ; 調整レバー。

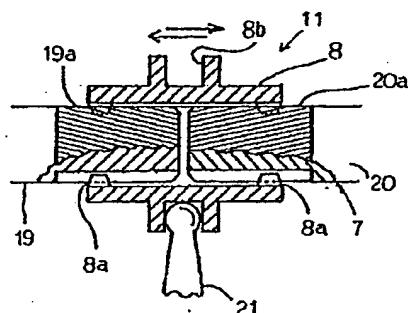
【図1】



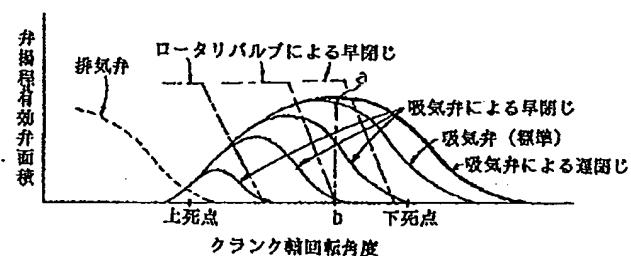
【図2】



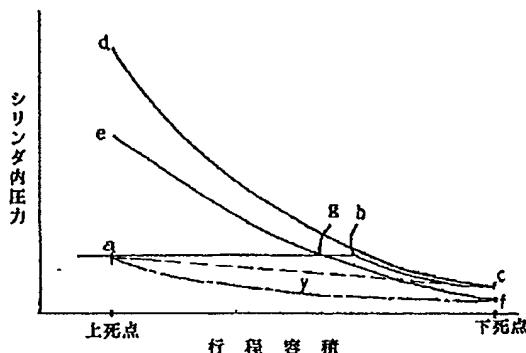
【図3】



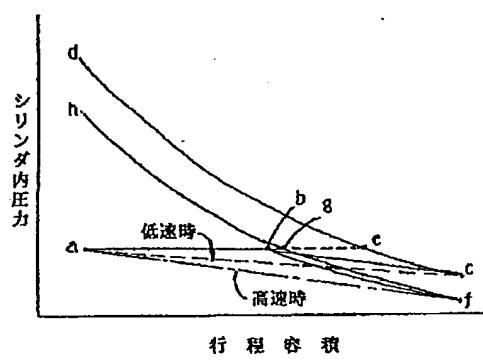
【図4】



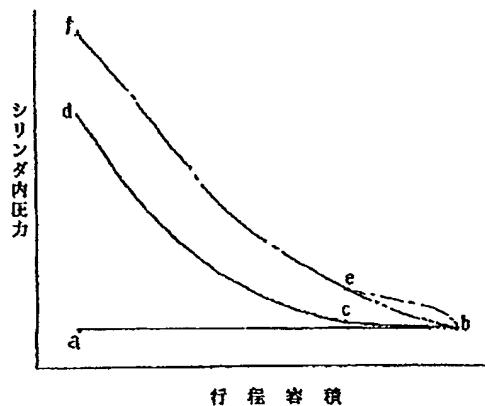
【図5】



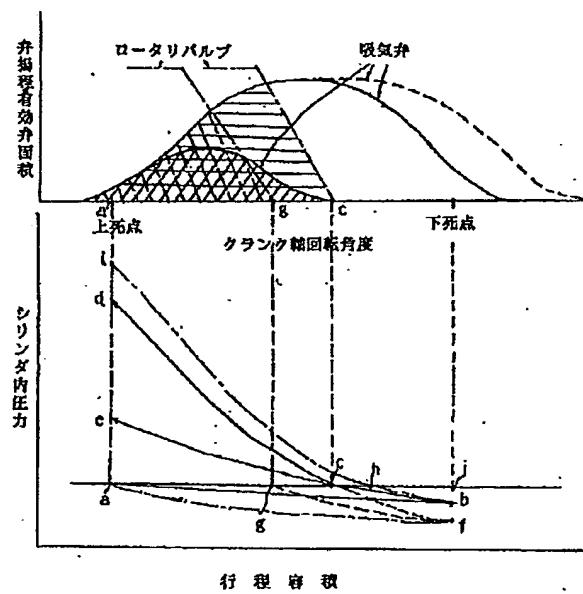
【図6】



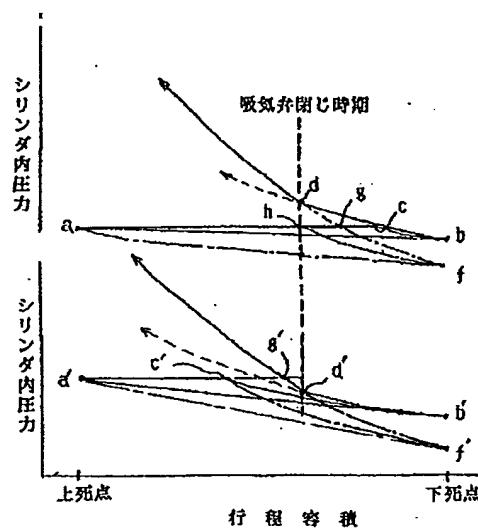
【図7】



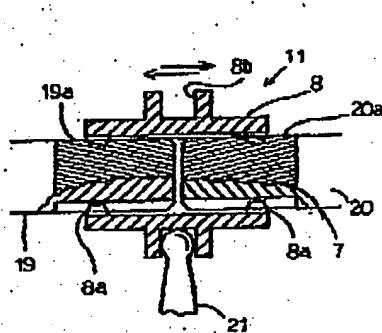
【図8】



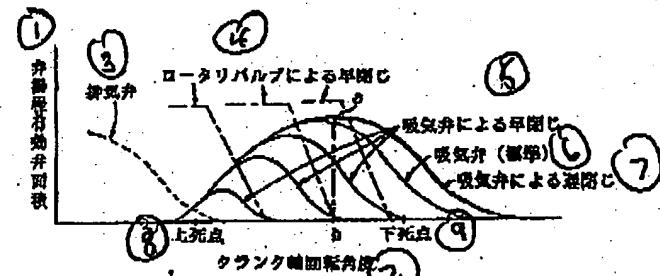
【図9】



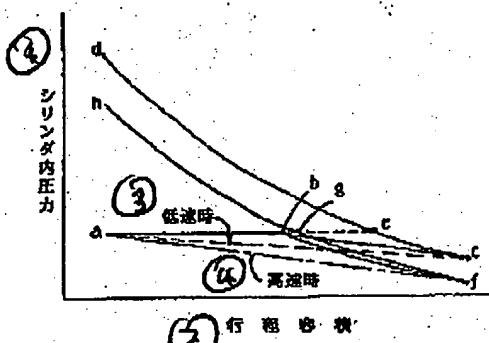
【図3】



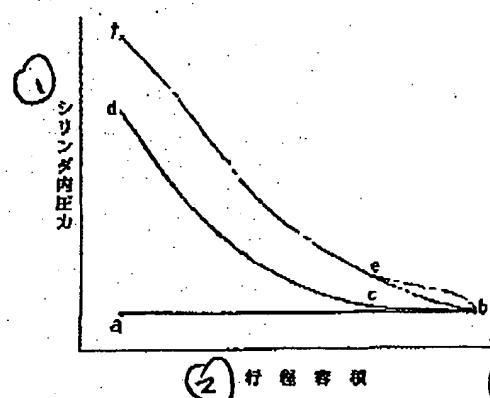
【図4】



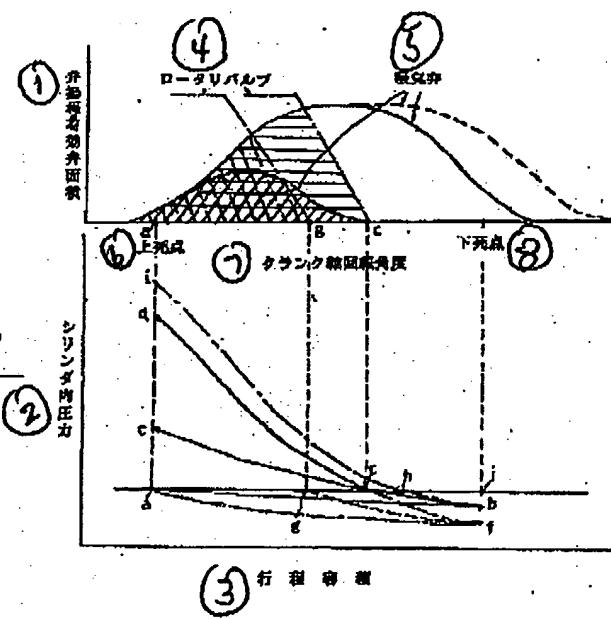
【図6】



【図7】

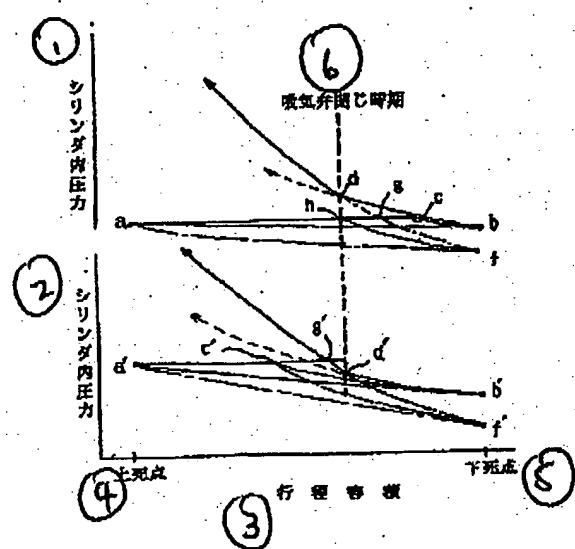


【図8】



(3) 行程容積

【図9】



TRANSLATION

(19) JAPANESE PATENT OFFICE (JP)
(12) Official Gazette for Kokai Patent Applications (A)
(11) Japanese Patent Application Kokai Publication No. H8-100662
(43) Kokai Publication Date: April 16, 1996

(51) Int. Cl. ⁶	Ident. Symb.	Intrabureau No.	F1	Tech. Indic.
F 02 B 29/08		G		
F 01 L 1/34		C		
7/02		C		

Request for Examination: None submitted
Number of Claims: 4 FD
(Total of 7 pages in the original Japanese)

(21) Application Filing No.	H6-262094
(22) Application Filing Date	September 30, 1994
(71) Applicant	000142724 Kanesaka Gijutsu Kenkyujo K.K. 8-2 Watarida Mukai-cho, Kawasaki City, Kanagawa Prefecture
(72) Inventor	Hiroshi KANESAKA 8-2 Watarida Mukai-cho, Kawasaki City, Kanagawa Prefecture
(74) Agent	Hidekazu SHIIHARA, Japanese Patent Attorney

(54) [Title of the Invention] Miller Cycle Engine

(57) [Abstract] (Corrected)

[Object] To provide a Miller Cycle engine capable of greatly reducing intake constriction loss by means of an intake valve and a rotary valve and suppressing increases in temperature of the air supply at the bottom dead point of compression due to constriction loss, lowering the combustion temperature by reducing the temperature at the bottom dead point of compression, suppressing knocking found in Otto Cycle engines, as well as to achieving increased output and high-temperature efficiency, preventing NOx that occurs in Diesel engines, and reducing the thermal load and mechanical load.

[Constitution] Miller Cycle engine having a rotary valve 4 arranged in the intake passage 3 of an engine 1 equipped with an intake valve and an exhaust valve, with the closing period able to be set after the bottom dead point of the intake stroke, and the closing period of the intake valve 17 is set at 60° to 110° after the bottom dead point of the compression stroke, and capable of bringing the pumping loss to nearly zero, reducing the compression temperature of the engine, suppressing knocking even at high expansion ratios in Otto Cycle engines, reducing the compression pressure and compression temperature in Diesel engines, reducing the combustion temperature and reducing NOx, and maintaining a high volume ratio at both high speeds and low speeds, and obtaining high output.

[Claims of the Invention]

[Claim 1] Miller Cycle engine characterized in having a rotary valve arranged in the intake passage of an engine equipped with an intake valve and an exhaust valve, with the closing period able to be set after the bottom dead point of the intake stroke, in response to the operating state of the engine, and in addition, the closing period of said intake valve is set at 60° to 110° after the bottom dead point of the intake stroke.

[Claim 2] Miller Cycle engine of Claim 1, characterized in that the operating state of the engine is in terms of the load.

[Claim 3] Miller Cycle engine of Claim 1, characterized in that the engine is an Otto Cycle engine, and the operating state of the engine is in terms of the occurrence of knocking.

[Claim 4] Miller Cycle engine of Claim 1, characterized in that the engine is a Diesel engine, and the operating state of the engine is in terms of a specified pressure not exceeding the allowable maximum pressure.

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Field of the Invention] The present invention relates to a Miller Cycle engine, and in particular, the present invention relates to a Miller Cycle engine capable of greatly reducing intake constriction loss by means of an intake valve and a rotary valve and suppressing increases in temperature of the air supply at the bottom dead point of compression due to constriction loss, lowering the combustion temperature by reducing the temperature at the bottom dead point of compression, suppressing knocking found in Otto Cycle engines, as well as to achieving increased output and high-temperature efficiency, preventing NOx that occurs in Diesel engines, and reducing the thermal load and mechanical load.

[0002]

[Prior Art] The so-called Miller Cycle engine is effective in substantially reducing the compression ratio, and has two types, namely, the “early closing” type in which the intake passage is closed ahead of the bottom dead point of the intake stroke, and the “late closing” type in which [*text appears to be missing*] after the bottom dead point of the intake stroke. In “early closing” systems, there are those in which the intake valve itself accomplishes the “early closing,” and there are those in which the closing period of the intake valve typically involves closing at 40°-60° after the bottom dead point of the intake stroke, while a rotary valve provided at the intake passage closes the intake passage at 0°-90° ahead of the bottom dead point of the intake stroke. Furthermore, in “late closing” systems, closing is carried out only by the intake valve at 60°-110° after the bottom dead point of the intake stroke.

[0003] First, we will discuss the early closing type that utilizes the intake valve. The intake valve must maintain its valve acceleration rate within allowable limits, and must open or close relatively smoothly together with the rotation of the crank shaft. Thus, the intake stroke is carried out with the intake valve having little lift before closing, and with the intake passage having a smaller area, so the intake valve constricts the intake stream. In FIG. 4, if the intake valve closes at point **b**, the air within the cylinder starts to undergo adiabatic expansion from point **b** in FIG. 5, reaching the bottom dead point **c**, and entering the compression stroke, but it does not reach the top dead point of the compression stroke of point **d**, and, actually, due to the aforementioned constriction, as shown by the dashed line in FIG. 5, constriction loss occurs for the area bounded by points **a-c-b**, with the result that not only is the thermal efficiency of the engine reduced by the amount of that loss, but also, the energy of said constriction loss raises the air temperature at point **c**, leading to a further increase in the air temperature at the top dead point of the compression stroke (point **d** in

FIG. 5), which is an insufficient method for suppressing knocking in Otto Cycle engines. In order to impart adiabatic expansion from point **b** in FIG. 5, the intake valve must be closed at time 0, as shown by the 2 points where the dotted line connects points **a** and **b** in FIG. 4, but this is the ideal, and not the real. Furthermore, the valve lift curve, that is, the open valve area undergoes changes as shown in the solid line in FIG. 4, but the product of the open valve area multiplied by the time (crank shaft angle of rotation) decreases as the valve opening period is caused to be earlier, and as the rotational speed of the engine increases, the constriction loss increases further by the area **y** bounded by **a-f-g** contained by the dashed line in FIG. 5. Accordingly, as the engine performance at high speeds decreases, the temperature at the beginning of the compression stroke and the temperature at the top dead point of the compression stroke is raised, as shown by point **f** in FIG. 5, which not only decreases the Miller Cycle Effect, but sometimes promotes this deficiency, and has held back the popularity of Miller Cycle engines. Moreover, when this is applied to Diesel engines, increases in compression temperature lead to increases in combustion temperature, not only increasing the volume of NOx, but also increasing the temperature of the various parts of the engine, causing increased thermal stress, which has discouraged the more wide-spread use of Miller Cycle engines.

[0004] In early closing systems that use a rotary valve, waste volume **V₂** inevitably exists between intake valve **17** and rotary valve **4** in intake passage **3**, as discussed later and shown in FIG. 2, and when rotary valve **4** closes early at point **b** in FIG. 6, adiabatic expansion occurs at the same time, as shown by solid line **b-c** in FIG. 6, with the internal volume **V₁** of cylinder **18** and said waste volume **V₂**, intake valve **17** closes, and when the compression stroke starts, there is compression only in cylinder **18** with internal volume **V₁**, and the compression stroke proceeds along solid line **c-e-d**, and the area bounded by points **b-c-e** is wasted work. Moreover, constriction loss occurs in due to intake valve **17**, just like in the early closing system, with the loss represented by the area bounded by the points **a-c-e**. Also, constriction loss increases as the engine speed increases, as shown by **a-f-b** containing the dashed lines in FIG. 6, and as before, the thermal efficiency of the engine decreases, and the compression temperature of the engine is raised, as shown by points **d** or **h** in FIG. 6, as in the early closing system, and there is a decrease in the capacity to suppress knocking, resulting in a significant decrease in high-speed engine performance. In addition, in the case of Diesel engines, the capacity to suppress NOx is decreased, for the same reason as described above.

[0005] On the other hand, in the case of the late closing type using the intake valve, as shown by the thick solid line in FIG. 4, since the intake valve opens to about 70° after the bottom dead point of the intake stroke, intake is carried out up to the bottom dead point of the intake stroke, as shown in FIG. 7, and although the compression stroke is initiated from point **b** in FIG. 7, the air that entered cylinder **18** from open valve **17** is heated within cylinder **18**

and is pushed back into intake passage 3 again, and as a result, not only is the temperature of the air that is re-discharged into intake passage 3 increased, but also, the constriction loss that arises at this time for the reasons given above fluctuates due to the heat, and the temperature of the air that was pushed back into intake passage 3 is increased even more. Therefore, this high-temperature air enters cylinder 18 during the following intake stroke, unavoidably raising the temperature of the top dead point of compression, resulting in a reversal of one of the aims of the Miller Cycle engine, to reduce the temperature of the top dead point of compression. Furthermore, when the engine is running at high speed, there is an increase in pressure due to inertia supercharging at the bottom dead point of the intake stroke, as shown by the dashed line in FIG. 7, and in the following compression stroke, there is an increase of the flow resistance of air returning to the intake passage 3 side through intake valve 17 which is open, so the pressure within the cylinder increases, as shown by the dashed line b-e in FIG. 7. Accordingly, as a result of the increased compression pressure during high-speed running, the compression stroke fluctuates as shown by points b-e-f along the double-dashed line from the actual high point b, and compression starts from point c in FIG. 7 in accordance with the Miller Cycle, fluctuating up to point d as in the solid line, which is a great departure from the original aim, which was to decrease the compression pressure and the compression temperature.

[0006]

[Problems to be Solved by the Invention] The present invention was proposed with the aim of resolving the deficiencies of conventional Miller Cycle engines as described above, and has as its object to provide a Miller Cycle engine that brings the pumping loss that was a problem in conventional Miller Cycle engines to nearly zero, thereby reducing the compression temperature of the engine, to suppress knocking even at high expansion ratios in Otto Cycle engines, to reduce the compression pressure and compression temperature in Diesel engines, thereby reducing the combustion temperature and reducing NOx, and maintaining a high volume ratio at both high speeds and low speeds, to obtain high output.

[0007]

[Means for Solving These Problems] In order to achieve said objectives, the present invention Miller Cycle engine is characterized in having a rotary valve arranged in the intake passage of an engine equipped with an intake valve and an exhaust valve, with the closing period able to be set after the bottom dead point of the intake stroke, in response to the operating state of the engine, that is, in response to knocking during times of high load in Otto Cycle engines, and in response to the load in times of other levels of load, as well as in response to the air supply pressure due to a supercharger in a Diesel engine, and in addition, the closing period of said intake valve is set at 60° to 110° after the bottom dead point of the

compression stroke.

[0008]

[Operation of the Invention] In the present invention Miller Cycle engine as described above, by having, for example, an “early closing rotary valve” and a “late closing intake valve,” the rotary valve closes at point **c** in FIG. 8 in the intake stroke, but since the intake valve is open in the following intake stroke, the total of said internal volume V_1 of the cylinder and said waste volume V_2 results in volume expansion, and the pressure at the bottom dead point is point **b** which is higher than point **f**, and from this point the compression stroke starts. Even once the compression stroke starts, said volume total $V_1 + V_2$ starts to be compressed, since the late closing intake valve is open, tending toward a low compression ratio at point **e**, and the pressure increases, but at point **c** the intake valve closes, whereinafter only said internal volume V_1 of the cylinder decreases, so that the compression stroke is completed from point **c** to point **d**. At this point **d**, the pressure at the top dead point of compression is identical to the pressure at the top dead point of compression in the conventional rotary valve early closing type, but in early closing systems where there is only a rotary valve, the rotary valve closing period is not at point **c**, but rather at point **g**, leading to the expansion of the aforementioned $V_1 + V_2$, with expansion from point **g** to point **f** along the dotted line. From point **f**, only said V_1 is compressed, via point **c** to point **d**, and in this case, the effective volume of the open valve is shown by the area in the upper part of FIG. 8 shaded with diagonal lines falling to the right. On the other hand, in the system of the present invention, due to the fact that the rotary valve is closed at point **c** as described above, the effective volume increases, as shown by the area of FIG. 8 shaded with horizontal lines. Thus, not only is there a decrease in constriction loss in the rotary valve **4**, but the pumping loss at this time is represented by the area bounded by points **a-b-c** in the lower portion of FIG. 8, and this is clearly lower than the conventional pumping loss represented by the area bounded by **a-f-g**, and due to pumping loss, the temperature of point **b** of the bottom dead point is lower than the temperature of point **f**, so the temperature of the bottom dead point of compression, that is, the temperature of point **d**, is lowered.

[0009]

[Working Example] FIG. 1 is an overall structural diagram of a working example of the present invention. A present invention engine **1** drives a load (not depicted) via a transmission (not depicted) by means of a crank shaft **2**, but a rotary valve **4** is disposed in the intake passage **3** of said engine **1**, and said rotary valve **4** is constructed so as to be driven by a crank gear **5** and a timing gear **6** via a rotating shaft **7**, and the opening and closing timing is adjusted by means of a valve timing adjustment device **11** consisting of an adjustment drive mechanism **8**, an actuator **9**, and a controller **10**, and disposed at the rotating

shaft 7. It should be noted that 12 is a knock sensor mounted in the engine 1 and used in Otto Cycle engines. This detects knocking, and it transmits signals through a signal line 13 to the actuator 9 via said controller 10. Furthermore, 14 is a pressure sensor which detects the air supply pressure, and it transmits signals through a signal line 15 to the actuator 9 via said controller 10.

[0010] As shown in FIG. 2, the rotary valve 4 is integral with the rotating shaft 7 and freely rotates within a valve body 16 formed in the intake passage 3 of the engine 1. 7a is a pin for immobilizing the rotary valve 4 on the rotating shaft 7. It should be noted that the valve opening and closing periods of the rotary valve 4 are set at 90° each. Here, the rotating shaft 7 is constructed to be driven by the crank gear 5 and the timing gear 6 at a speed of 1/2 the rotational speed of the crank shaft, so that the valve opening period of the rotary valve 4 is about 180°, which is the angle of rotation of the crank shaft, and identical to the intake valve 17. It should be noted that 18 is a cylinder of the engine 1. As shown in FIG. 3, the valve timing adjustment device 11 is such that a right screw spline 19a is formed at the end of one shaft 19 that forms the rotating shaft 7, and a left screw spline 20a is formed facing the right screw spline 19a at the end of the other shaft 20, and a protuberance 8a is engaged across these two splines 19a, 20a, and formed in the inner surface of the adjustment drive mechanism 8. Also, a recess 8b is formed on the outer surface of the adjustment drive mechanism 8, and by moving to the right and to the left an adjustment lever 21, the end of which engages with the recess 8b, it is possible to change the opening and closing period of the rotary valve 4 by changing the angular position of the shaft 20 with respect to the shaft 19.

[0011] The operation of the present invention Miller Cycle engine with the above-described mechanism is described in FIG. 8 and FIG. 9, while comparing it to the prior art. First, in Miller Cycle engines of the ordinary intake valve early closing type, intake starts from point a, the top dead point of the intake stroke, and when the intake valve closes at point c, only internal volume V_1 of the cylinder undergoes adiabatic expansion, and point f is the bottom dead point of the intake stroke. Then, the compression stroke starts from point f, and adiabatic compression starts, returning to the pressure and temperature of intake at point c, and the compression stroke progresses, with the top dead point of the compression stroke at point d. The effective open valve area at this time is the area in the upper part of FIG. 8 shaded with diagonal lines falling to the right, and the pumping loss generated by this small area is represented by the area bounded by points a-f-c in the lower part of FIG. 8, but due to this loss, there is a rise in the temperature at point f. On the other hand, in a Miller Cycle engine of the early closing type that uses a rotary valve, intake begins at point a, the top dead point of the intake stroke, and when the rotary valve closes at point g, the intake stroke progresses, while there is adiabatic expansion in both volume V_1 and V_2 , and the intake valve closes at the bottom dead point f, and in the compression stroke that starts from point f, only

internal volume V_1 of the cylinder is compressed, with the intake pressure at point **c**, with point **d** being the top dead point of the compression stroke. Pressure fluctuations within the cylinders at the intake stroke above are the areas represented in the upper part of FIG. 8 shaded with diagonal lines falling to the right, which are the effective areas formed by the rotary valve and the intake valve as described above. Thus, the pumping loss represented by the area bounded by points **a-f-g** in the lower part of FIG. 8 occurs due to the constriction generated by the rotary valve, and this results either only in a decrease in thermal efficiency of the engine, or also knocking in the case an Otto Cycle engine, with the loss converted into heat and the temperature rising at point **f** in proportion to the adiabatic expansion starting from point **c**, which raises the temperature at the top dead point of the compression stroke, and in the case of a Diesel engine, the combustion temperature rises, causing an increased volume of NOx.

[0012] By contrast, in the present invention Miller Cycle engine, by virtue of the aforementioned construction, in which there is, for example, an "early closing rotary valve" and a "late closing intake valve," the rotary valve **4** closes at point **c** in FIG. 8 in the intake stroke, but since the intake valve **17** is open in the following intake stroke, the total of said internal volume V_1 of the cylinder **18** and said waste volume V_2 results in volume expansion, and the pressure at the bottom dead point is point **b** which is higher than point **f**, and from this point the compression stroke starts. Even once the compression stroke starts, said volume total $V_1 + V_2$ starts to be compressed, since the late closing intake valve **17** is open, tending toward a low compression ratio at point **e**, and the pressure increases, but at point **c** the intake valve **17** closes, whereinafter only said internal volume V_1 of the cylinder **18** is compressed, so that the compression stroke is completed from point **c** to point **d**. At this point **d**, the pressure at the top dead point of compression is identical to the pressure at the top dead point of compression in the conventional rotary valve early closing type, but the closing period of the rotary valve **4** is from point **g** to point **c** in FIG. 8, and the effective volume increases, as shown by the area of FIG. 8 shaded with horizontal lines. Thus, not only is there a decrease in constriction loss in the rotary valve **4**, but the pumping loss at this time is represented by the area bounded by points **a-b-c** in the lower portion of FIG. 8, and this is clearly lower than the conventional pumping loss, and due to pumping loss, the temperature of point **b** of the bottom dead point is lower than the temperature of point **f**, so the temperature of the bottom dead point of compression, that is, the temperature of point **d**, is lowered. It should be noted that in FIG. 8, the dotted and dashed line **b-i** indicates the changes in pressure when only said internal volume V_1 of the cylinder is compressed, showing that the intake valve at point **h** is identical, and the volume represented by the line **c-h** is discharged again to the waste volume V_2 side, but in the case of late closing, but it is less than the volume for the line **c-j**, and to the re-discharge from the hot cylinder **18** to the intake side, there is little increase in temperature of the air in the intake passage **3**. Furthermore, even if the intake valve **17** is late closing, as long as the rotary valve **4** is early closing, there

is no inertia supercharging, which is a problem at high speeds. Thus, in comparison with conventional early closing or late closing Miller Cycle engines, constriction loss and pumping loss can be reduced, the compression temperature can be reduced, knocking can be prevented, and NOx can be suppressed.

[0013] FIG. 9 shows cases where the closing period of the rotary valve 4 and the closing period of the intake valve 17 are not in agreement. The top of FIG. 9 shows the case where, for example, the closing period of the intake valve 17 is 70° after the bottom dead point, while the closing period of the rotary valve 4 is 30° before the bottom dead point, but intake starts at point a, and the rotary valve 4 closes at point c, and even if the compression stroke starts at the bottom dead point of point b, and the intake valve 17 closes at point d, as the dotted and dashed line of FIG. 9 shows, by closing the rotary valve 4 at point h at 90° before the bottom dead point, the pumping loss, in comparison with the conventional Miller Cycle engine, forms the area bounded by the points a-b-c at the top of FIG. 9, which is clearly smaller than the area bounded by the points a-f-g of a conventional case. Likewise, as shown in the bottom part of FIG. 9, even in the case where the closing period of the intake valve 17 is 90° after the bottom dead point, while the closing period of the rotary valve 4 is 120° before the bottom dead point, the area bounded by the points a'-b'-c' is clearly smaller than the area bounded by the points a'-f'-g', and in both cases, the pumping loss is small and the performance of the Miller Cycle engine is increased.

[0014]

[Advantageous Effects of the Invention] Since the present invention Miller Cycle engine is characterized in having a rotary valve arranged in the intake passage of an engine equipped with an intake valve and an exhaust valve, with the closing period able to be set after the bottom dead point of the intake stroke, in response to the operating state of the engine, and in addition, the closing period of said intake valve is set at 60° to 110° after the bottom dead point of the intake stroke, it has the advantageous effect of being able to provide a Miller Cycle engine that brings the pumping loss that was a problem in conventional Miller Cycle engines to nearly zero, thereby reducing the compression temperature of the engine, to suppress knocking even at high expansion ratios in Otto Cycle engines, to reduce the compression pressure and compression temperature in Diesel engines, thereby reducing the combustion temperature and reducing NOx, and maintaining a high volume ratio at both high speeds and low speeds, to obtain high output.

[Brief Description of the Drawings]

[FIG. 1] Overall view of the structure of the present invention Miller Cycle engine.

[FIG. 2] Detailed sectional view of the primary parts of FIG. 1.

[FIG. 3] Sectional view of the valve timing adjustment device in the present invention Miller Cycle engine.

[FIG. 4] Graph showing the relationship between the crank shaft angle of rotation and the valve lift i.e., effective valve area, for closing times with an intake valve and with a rotary valve.

[FIG. 5] Graph showing the stroke volume - internal cylinder pressure in a conventional Miller Cycle engine controlled by the early closing of an intake valve.

[FIG. 6] Graph showing the stroke volume - internal cylinder pressure in a conventional Miller Cycle engine controlled by the early closing of a rotary valve.

[FIG. 7] Graph showing the stroke volume - internal cylinder pressure in a conventional Miller Cycle engine controlled by the late closing of an intake valve.

[FIG. 8] Graph showing the relationship between the crank shaft angle of rotation and the valve lift i.e., effective valve area, comparing with the conventional system with the control system of the present invention Miller Cycle engine with closing periods for an intake valve and a rotary valve, and a graph showing the stroke volume – internal cylinder pressure in a present invention Miller Cycle engine.

[FIG. 9] Graph showing the stroke volume - internal cylinder pressure in another example of a present invention Miller Cycle engine

- 1** ... Engine
- 2** ... Crank shaft
- 3** ... Intake passage
- 4** ... Rotary valve
- 5** ... Crank gear
- 6** ... Timing gear
- 7** ... Rotating shaft
- 8** ... Adjustment drive mechanism
- 9** ... Actuator
- 10** ... Controller
- 11** ... Valve timing adjustment device
- 12** ... Knock sensor
- 13, 15** ... Signal lines

- 14** ... Pressure sensor
- 16** ... Valve body
- 17** ... Intake valve
- 18** ... Cylinder
- 19,20** ... Shaft
- 21** ... Adjustment lever

/Key to Drawings/

FIG. 4

- (1) Valve lift/Effective valve area
- (2) Crank shaft angle of rotation
- (3) Exhaust valve
- (4) Early closing by rotary valve
- (5) Early closing by intake valve
- (6) Intake valve (standard)
- (7) Late closing by intake valve
- (8) Top dead point
- (9) Bottom dead point

FIG. 5

- (1) Cylinder internal pressure
- (2) Stroke volume
- (3) Top dead point
- (4) Bottom dead point

FIG. 6

- (1) Cylinder internal pressure
- (2) Stroke volume
- (3) Low speed
- (4) High speed

FIG. 7

- (1) Cylinder internal pressure
- (2) Stroke volume

FIG. 8

- (1) Valve life/Effective valve area
- (2) Cylinder internal pressure
- (3) Stroke volume
- (4) Rotary valve
- (5) Intake valve
- (6) Top dead point
- (7) Crank shaft angle of rotation
- (8) Bottom dead point

FIG. 9

- (1) Cylinder internal pressure
- (2) Cylinder internal pressure
- (3) Stroke volume
- (4) Top dead point
- (5) Bottom dead point
- (6) Intake valve closing period